

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 59-034931

(43)Date of publication of application : 25.02.1984

(51)Int.Cl.

B60K 13/04
F01N 7/08

(21)Application number : 57-145989

(71)Applicant : NISSAN SHATAI CO LTD

(22)Date of filing : 23.08.1982

(72)Inventor : MIYASHITA KEIGO

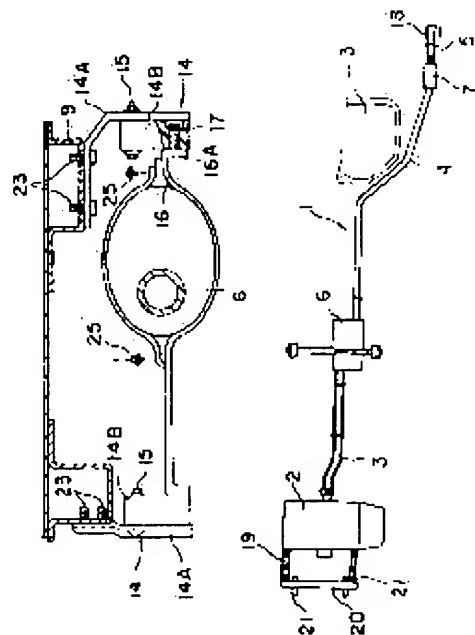
YOTSUMOTO TATSUMI

(54) MOUNTING STRUCTURE FOR AUTOMOTIVE EXHAUST SYSTEM

(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent the resonance by resiliently supporting by anti-vibration members the part of the exhaust system which is expected to have a large amplitude of natural oscillation.

CONSTITUTION: The anti-vibration member 14 comprises among others the mount bracket 14A and the resilient member 14B, and connects the chassis 9 and muffler 6. One end of the resilient member 14B is fixedly attached to the mount bracket 14A by the bolt 15, and the other end is fixedly attached to the mounting area 16A of the muffler retaining bracket 16 which retains the muffler 6. The area in which the muffler 6 is connected to the chassis 9 is the area in which the peak or its proximity of the vibration mode of the natural oscillation of the exhaust system 1 exist. Therefore, the resonance phenomenon between the engine and exhaust systems during idling can be prevented.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

⑫ 公開特許公報 (A)

昭59—34931

⑪ Int. Cl.³
B 60 K 13/04
F 01 N 7/08

識別記号

庁内整理番号
7725—3D
6620—3G

⑬ 公開 昭和59年(1984)2月25日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 6 頁)

⑭ 自動車用排気系のマウンティング構造

⑯ 発明者 四元辰巳

横浜市戸塚区岡津町935—27

⑰ 特 願 昭57—145989

⑱ 出 願 昭57(1982)8月23日

⑲ 発明者 宮下恵吾

⑳ 出 願 人 日産車体株式会社

平塚市天沼10番1号

㉑ 代理人 弁理士 西脇民雄

平塚市東八幡1—14—2八幡寮

明細書の抄書(内容に変更なし)
明 細 書

1. 発明の名称

自動車用排気系のマウンティング構造

2. 特許請求の範囲

エンジン系と連結されかつ車体に弾持された排気系のマウンティング構造において、

前記排気系を、固有振動の振幅が大きい部位と車体との間に振れ止め部材を介在させて弾持したことを特徴とする自動車用排気系のマウンティング構造。

3. 発明の詳細な説明

この発明は、自動車用排気系のマウンティング構造に関するものである。

従来、この種構造としては例えば第1図および第2図に示されているようなものが知られている。これによると排気系1はエンジン2と連結されており、さらに排気系1はフロントチューブ3、センタチューブ4、およびテールチューブ5から構成され、フロントチューブ3はマフラー6を介してセンタチューブ4と連結され、センタチューブ

4はサブマフラー7を介してテールチューブ5と連結されている。そして、フロントチューブ3は第1マウント8を介して車体9に連結され、マフラー6は第2マウント10を介して車体9に連結され、サブマフラー7は第3マウント11を介して車体9に連結されている。また、排気系1のうちでも質量の大きいマフラー6を車体9に連結する第2マウント10は、断面略L字状のブラケット10aおよび弾性部材10bから成り、ブラケット10aの一端部Pと弾性部材10bの一端部qとがボルト12により連結されている。なお、車体9のレイアウトの関係上例えばセンタチューブ4は燃料タンク13との当接を避けるため車体9の幅方向(第1図において上下方向)の適宜部位にて屈曲されている。

しかしながら、このような従来構造によると排気系1は車体9の前後方向(第1図において左右方向)に延在したカンチレバータイプに形成されているから、エンジン2の振動が排気系1の固有振動と一致していわゆる共振現象が生ずる場合が

あり、この共振現象が車室内のいわゆるこもり音やビビリ音等の騒音発生原因となっていた。このような共振現象は特にエンジンの回転数が低い時、いわゆるアイドリング時に顕著であり車内の乗員にとっては極めて不快のものであった。

かかる共振現象を防止する手段としては、各チューブ3,4,5の剛性を高めること、排気系1の全長を短かくすること、各チューブ3,4,5をフレキシブルな材料で形成すること、あるいは各マウント8,10,11の材料を適宜選択して排気系1の固有振動数を変更することなどが考えられる。しかし、各チューブ3,4,5の剛性を高めると振動の減衰の速さが遅くなったり、排気系1の全長を短かくするとマフラー6,7の取り付け位置などの関係上レイアウトの制約を受け実質上使用に供し得ないものとなる。また、各チューブ3,4,5をフレキシブルな材料で形成することは固有振動数の変更については容易であっても大幅なコストアップにつながる。さらに各マウント8,10,11の材料を適宜選択することも作業性を悪くすると共にコストアッ

凹所14Cが形成されており、ボルト17の頭部17aがこの凹所14Cに埋設されている。また、マウントブラケット14Aはマフラー保持ブラケット16の取付部16Aと対向する位置まで延在している。

マフラー6を車体9に連結している部位は排気系1の固有振動の振動モードにおける振幅が大きい部位、すなわち振動の腹または腹近傍に相当する部位である。また、排気系1の自由端部であるテールチューブ5の端部には振動吸収用のウェイト18が固定されている。さらに、エンジン2に連結されたフロントチューブ3はエンジン2の前方(第4図において左方)から後方(第4図において右方)に向って略直角に屈曲している。また、エンジン2はホース19を介してラジエータ20に接続され、このラジエータ20は弾性体21を介して車体9に連結されている。

なお、図において符号22はエンジン2に連結されたトランスミッションであり、23はマウントブラケット14Aを車体9に固定するボルト、24は弾性部材14Bに埋設されボルト15,17を挿通するカ

ブを避けることはできない。

この発明は、このような従来の問題点に着目してなされたものであり、エンジン系に連結された排気系を例えばアイドリング時において騒音の発生が未然に防止されるようにした自動車用排気系のマウンティング構造を提供することを目的とする。

以下、この発明を図面に基づいて説明する。

第3図から第11図まではこの発明の一実施例を説明する図である。なお、従来例と同一ないし均等な部位については同一の符号を用い重複した説明を省略する。まず構成を説明すると、図において符号14は振れ止め部材であり、この振れ止め部材14はマウントブラケット14Aおよび弾性部材14Bから大略構成され、車体9とマフラー6とを連結している。そして、弾性部材14Bの一端部Pはボルト15によりマウントブラケット14Aに固着され、他端部Qはマフラー6を挾持するマフラー保持ブラケット16の取付部16Aにボルト17によって固着されている。なお、弾性部材14Bの他端部Qには

ラーであり弾性部材14Bの変形を防止するものである。また、25はマフラー保持ブラケット16の取付け用ボルトである。さらに、Gはボルト17の頭部17aとマウントブラケット14Aとの間に形成される間隙である。

以上のような構成からなる自動車用排気系のマウンティング構造の作用について説明する。

このようなマウンティングがなされた排気系を備えた自動車は、エンジンの回転数が低く、回転が安定せず一般に振動が大きくなる駐、停車時のアイドリング状態において、排気系1にエンジン2およびトランスミッション22から振動を伝達している。すなわち、エンジン2、例えば横置エンジンのロール方向の変位入力を排気チューブ3,4,5の軸方向に受けるため排気チューブ3,4,5の車体幅方向への曲り形状により排気系1の車体幅方向の共振度を大きくする連成共振を与えている。また、フロント駆動方式でしかもトルクコンバータを備えた自動車にあっては、ドライブレンジに入れて駐、停車していると、図示しないフロント

ドライブシャフトの振り剛性による反力で排気系1へ振動を伝達する。

このような振動が排気系1へ伝達されるとき、排気系1の振動モードで固有振動数の振幅の大きい部位に取り付けられ、マフラー6の両側へマフラー保持ブラケット16の取付部16Aに対向する位置まで延在された振れ止め部材14により、排気系1の固有振動数の振幅を吸収し、エンジン系との共振を避けて共振位置をアイドリング時のエンジンの低回転数域(600 r.p.m.~700 r.p.m.)からずらし、あるいは振幅を小さくしている。したがって、車体内のこもり音あるいは計器盤等のビビリ音が一番生じ易く、しかも人が感じやすい低回転数域を対策している。

また、この別にテールチューブ5の後端にウェイト18を取り付けてマスダンパとしているため、さらに共振点を先の低回転数域でずらしあるいは振幅を小さくして騒音対策がとられている。

このように、排気系1の共振点をずらし、あるいはその位置での振幅を小さくしてエネルギーを低

下させ、車体への振動入力を少なくし騒音問題を解決している。

なお、車体9の共振点をずらし、あるいは振幅を小さくする別の手段として、ラジエータ20の下側にゴム等の弾性体21を介してラジエータ20を車体9に固定している。左右の弾性体21の硬度を異ならせることにより一層車体9の共振点をずらし、あるいは共振点の振幅を小さくしている。

このようなことを、次に実験データを参照して説明する。

第7図~第11図は、いずれも横軸にエンジン回転数(r.p.m.)を、縦軸に振動加速度振幅レベル(dB)をとっており、この条件は、横置エンジンおよびオートトランスミッションを搭載したフロントエンジンフロントドライブの自動車でドライブレンジ(Dレンジ)に入れて駐、停車した状態である。

第7図~第9図はテールチューブ5にウェイト18を付けない場合である。第7図はフロントフロア位置での上下方向の振動状態を示しており、対

策前(一点鎖線:A、以下同じ)では、640 r.p.m.で-25 dBの共振点をもっているけれども、本発明による場合(実線:B、以下同じ)では600~800 r.p.m.程度の低回転域では大きな共振点はなくなっている。また、第8図はフロントフロア位置での左右方向の振動状態を示しており、対策前Aでは650 r.p.m.近傍で約-15 dBの共振点をもっているけれども、本発明による場合Bでは600~800 r.p.m.程度の低回転域では大きな共振点はなくなっている。第9図はリアフロア位置での上下方向の振動状態を示しており、対策前Aでは650 r.p.m.近傍で約-25 dBの共振点をもっているけれども、本発明による場合Bには600~700 r.p.m.で約-35 dBの値で共振し、720 r.p.m.近傍で非常に小さくなっている。このように第7図~第9図で示されているが、低回転数域で振幅が小さくされ、かつ平均化されている。

第10図および第11図は、第7図~第9図の条件にさらにテールチューブ5後端にウェイト18を取り付けてマスダンパとしているため、第10図はフ

ロア位置での上下方向の振動状態を示しており、対策前Aでは600~750 r.p.m.でほぼ-50 dB程度の共振であるのが、この対策した場合Bでは610 r.p.m.近傍で約-70 dB、680 r.p.m.でようやく-50 dB程度になり、さらに720 r.p.m.で約-60 dBと凹凸を呈して全体として振幅が小さくなっている。また第11図はフロア位置での左右方向の振動状態を示しており、対策前Aでは600~700 r.p.m.で-40 dBの共振を示し、750 r.p.m.で-48 dB程度の共振を示しているが、この対策をした場合Bでは600~700 r.p.m.では-37 dB程度の共振を示し、720 r.p.m.で-49 dB程度の共振を示している。すなわち、いずれの場合も共振の位置をずらし、あるいは振幅の大きさを小さくしている。したがって、車体に伝達される振動エネルギーは小さくなり、こもり音、ビビリ音の発生は一層少なくなる。

以上説明したように、この発明によればエンジンに連結された排気系における固有振動の振幅が大きくなる部位を振幅が小さくなるように振れ止め部材で弾持したので、特に停車時等のアイドリ

ング時にエンジン系と排気系との共振現象を阻止することができ、車体内のこもり音等の騒音発生を防止できる。また、振れ止め部材により排気系の固有振動の振幅が大きい部位を弾持することから振動エネルギーの吸収および分散を図ることができ車体への振動入力の低減を実現することができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図および第2図は従来の自動車用排気系のマウンティング構造を示す図で、第1図は同マウンティング構造の平面図、第2図は同マウンティング構造の要部拡大断面図、第3図～第11図はこの発明の一実施例に係わる図で、第3図は自動車用排気系のマウンティング構造を示す第1図と同様の平面図、第4図は同マウンティング構造を示す側面図、第5図は同マウンティング構造の要部拡大断面図、第6図は第5図のA部拡大断面図、第7図～第9図はそれぞれエンジン回転数に対する振動加速度振幅レベルの変化を従来と比較して示す図で、第7図はフロントフロアの上下方向の

特性曲線図、第8図はフロントフロアの左右方向の特性曲線図、第9図はリアフロアの上下方向の特性曲線図、第10図および第11図はテールチューブにマスを付加した場合のエンジン回転数に対する振動加速度振幅レベルの変化を従来と比較して示す図で、第10図はフロントフロアの上下方向の特性曲線図、第11図はフロントフロアの左右方向の特性曲線図である。

1…排気系、2…エンジン系、9…車体、14…振れ止め部材。

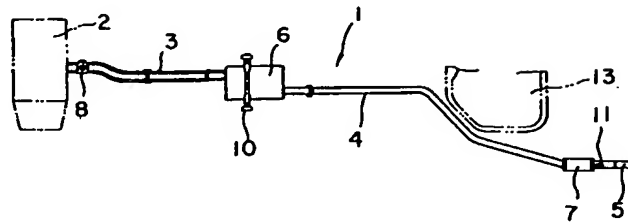
出願人 日産車体株式会社

代理人 弁理士 西 脇 民 雄

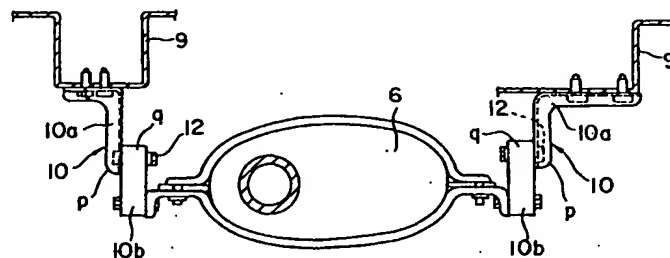


図面の枠内(内容に変更なし)

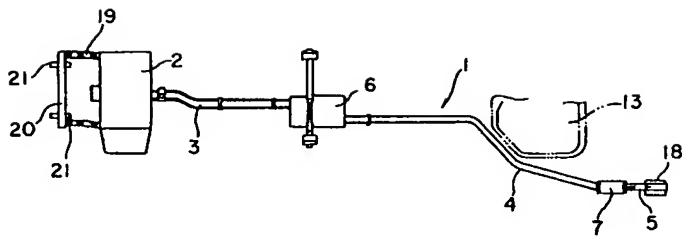
第1図



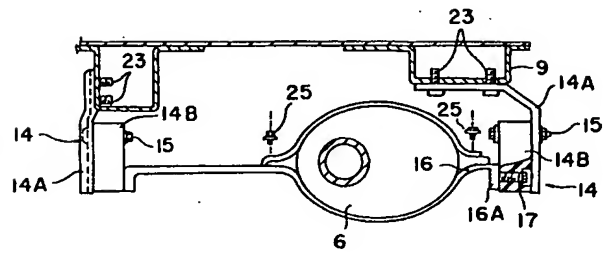
第2図



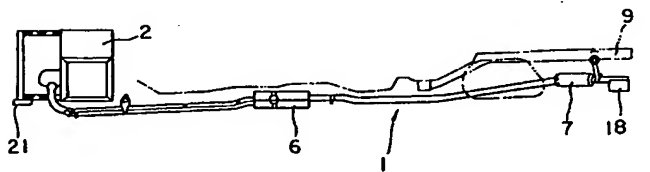
第 3 図



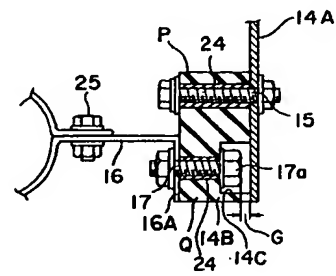
第 5 図



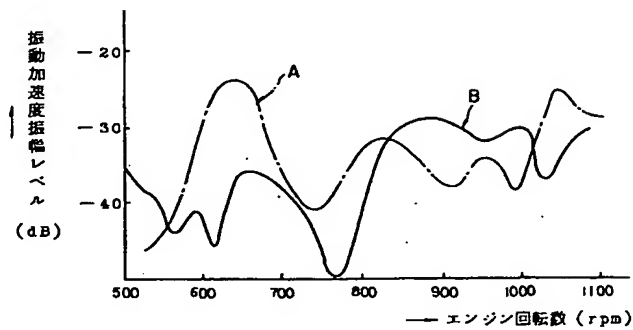
第 4 図



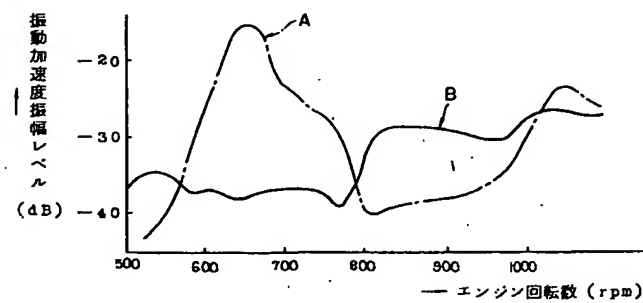
第 6 図



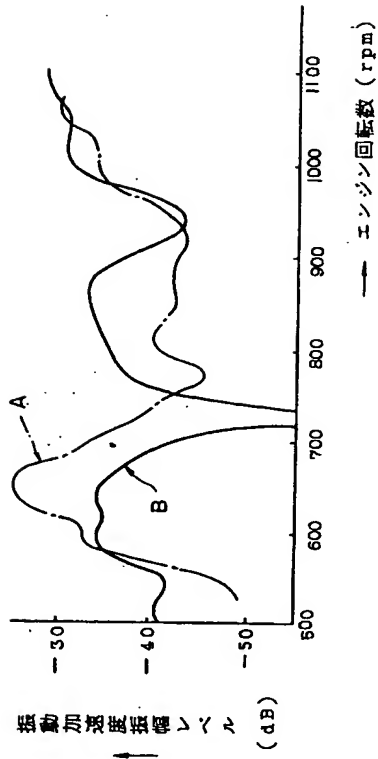
第 7 図



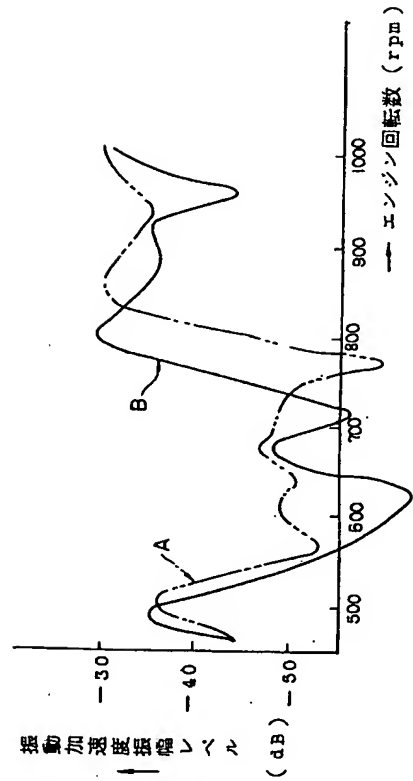
第 8 図



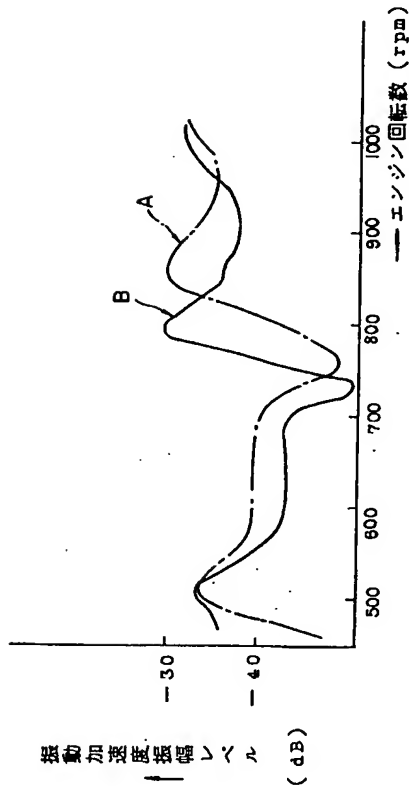
第9図



第10図



第11図



手続補正書 (方式)

昭和57年12月7日

特許庁長官 殿

1. 事件の表示

昭和57年特許願第145989号

2. 発明の名称

自動車用排気系のマウンティング構造

3. 補正をする者

事件との関係 特許出願人

住 所 神奈川県平塚市天沼10番1号

名 称 日産車体株式会社

4. 代 理 人 〒107 電話 583-6939

住 所 東京都港区赤坂6丁目6番4号

赤坂栄ビル204号

氏 名 (8267) 弁 理 士 西 脇 民 雄

5. 補正命令の日付

昭和57年11月12日(発送日:同年11月30日)

6. 補正の対象

明細書および図面

7. 補正の内容

明細書および図面の浄書(内容に変更なし)